VISIT…

LANZAROTE Caliente.COM

Capitolul 4

PRECIZIA PRODUSULUI FINIT

Produsul finit[1], în sensul cel mai larg al termenului, semnifică un complex de bunuri, servicii şi idei care fac obiectul transferului de proprietate, în condiții date. Acest termen a căpătat diverse conotații în ultimul timp, astfel încât chiar şi în turism se vorbeşte despre un "produs turistic". În domeniul tehnic "produsul finit" semnifică un bun material realizat în urma unui proces de conversie a unui complex de materii prime (format din unul sau mai multe materiale).

Procesul de conversie, numit şi proces tehnologic, are un anumit grad de precizie care afectează precizia produsului finit prelucrat, sau realizat cu ajutorul unui anumit proces tehnologic. Aşadar, precizia produsului finit este o funcție directă de precizia procesului de conversie.

Prin **precizia produsului finit** se înțelege gradul de concordanță dintre produsul finit considerat (materializat) şi modelul său teoretic (existent sub formă grafică - ca desen al produsului finit), din punct de vedere al caracteristicilor fizico-chimici şi mecanici, precum şi al preciziei geometrice.

Din această definiție se desprinde necesitatea ca desenul produsului finit să conțină date şi informații cu privire la caracteristicile fizico-chimici şi mecanici, respectiv referitoare la forma şi precizia geometrică a acestuia (fig.4.1).

2PRECIZIA CARACTERISTICILOR FIZICO-CHIMICI ŞI MECANICI se referă la starea fizică a produsului finit (stare solidă, gazoasă, sau lichidă), la compoziția sa chimică, precum şi la proprietățile mecanice ale acestuia (rezistența la rupere, la uzare, la întindere, etc.) şi fac obiectul de studiu al altor discipline de specialitate (fizică, chimie, studiul materialelor, tratamente termice, etc.). În cele ce urmează datele referitoare la caracteristicile fizico-chimici şi mecanici vor fi prezentate în măsura în care acestea intervin în realizarea desenului produsului finit.

[1] I.Lărărescu, Cosmina-Elena Ştețiu, Toleranțe, ajustaje, calcul cu toleranțe, calibre, Editura tehnică, Bucureşți, 1984.

2**PRECIZIA GEOMETRICĂ** a produsului finit se compune din *precizia dimensională, precizia formei geometrice*, *precizia poziției relative* a diferitelor elemente geometrice ale produsului finit (suprafețe, muchii, axe, etc.) şi *rugozitatea suprafețelor* (microgeometria suprafețelor, sau precizia calității suprafețelor).

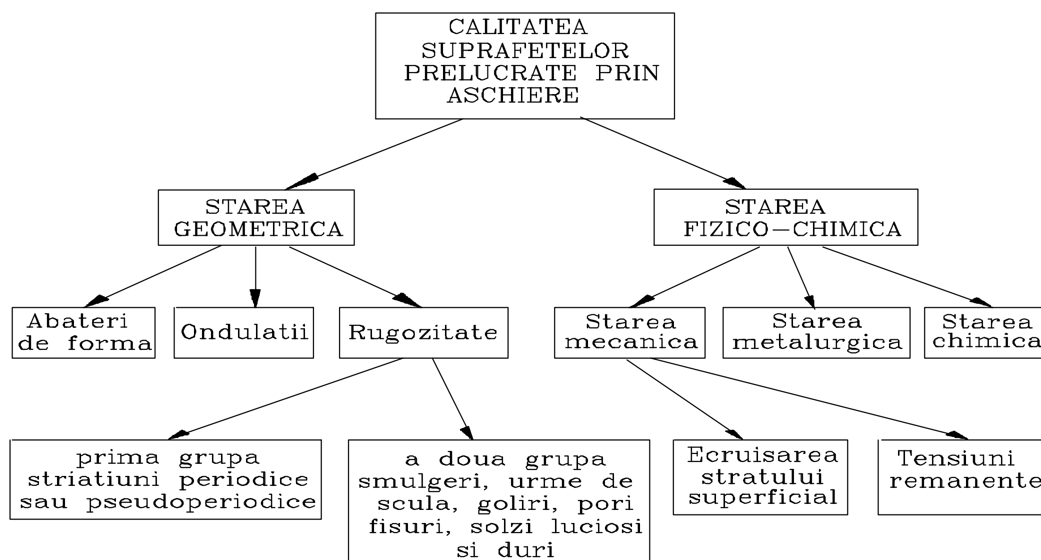


Fig.4.1

4.1.Precizia dimensională

4.1.1.Dimensiuni, abateri, toleranțe[2]

În procesul de conversie a materiilor prime în produse finite, conversie care în domeniul construcțiilor de maşini constă în generarea de linii, unghiuri, suprafețe şi obținerea, în acest mod, de dimensiuni liniare, sau unghiulare, intervin întotdeauna **abateri** de la modelul teoretic (desenul produsului finit) cauzate de imperfecțiunea procesului tehnologic. Astfel, diferența dintre o dimensiune teoretică (înscrisă pe desen sub forma unei dimensiuni nominale) şi dimensiunea reală reprezintă **eroarea de prelucrare** (eroarea de execuție, sau eroarea procesului tehnologic).

Dimesiunea reală - care defineşte suprafața, sau muchia reală - reprezintă suprafața sau muchia care separă produsul finit, sub formă

[2] Catalogul standardelor române, Editura tehnică, Bucureşti, 1996.

solidă, de mediul înconjurător. În tehnică operăm cu **dimensiunea efectivă** care reprezintă valoarea unei dimensiuni rezultată în urma măsurării acesteia şi este o mărime a cărei valoare depinde de precizia mijlocului de măsurare şi de valoarea diviziunii acestuia.

Astfel, dacă măsurăm o dimensiune cu un şubler care are valoarea diviziunii de 0,1 mm şi obţinem rezultatul de 19,6 mm, acesta reprezintă dimensiunea efectivă, corespunzătoare mijlocului de măsurare folosit; dacă aceeaşi dimensiune este măsurată cu un micrometru cu diviziunea de 0,01 mm obţinem rezultatul de 19,58 mm. Se poate pune întrebarea care dintre cele două valori obţinute prin măsurare este adevărată? Ambele valori sunt corecte şi corespund preciziei de măsurare a mijlocului de măsurare folosit. Din acest exemplu rezultă definiţia **erorii de măsurare**, care reprezintă diferenţa dintre mărimea reală şi dimensiunea efectivă:

$$\varepsilon_M = d_{reală} - d_{ef}$$

Se poate afirma că precizia produsului finit este generată de precizia procesului de conversie. În cazul unui proces tehnologic de prelucrare prin aşchiere, procesul de conversie se compune din: maşina-unealtă (MU), dispozitivul de prindere a semifabricatului pe maşina-unealtă (D_{SF}), semifabricatul care urmează să fie prelucrat (S_F), scula aşchietoare (S_C), dispozitivul de prindere a sculei pe maşina-unealtă (D_{SC}) şi mijlocul de măsurare (MM).

Fiecare componentă a procesului tehnologic îşi are propria precizie, sau eroare de prelucrare. **Eroarea totală** ε_T a procesului de conversie este dată, în anumite situaţii, de suma erorilor componentelor procesului tehnologic (dacă sunt orientate într-un singur sens), dar ea poate fi şi o sumă de erori statistice (eroare medie pătratică), sau erori care se compensează parţial între ele, sau, din contră, erori care se cuantifică (erori sinergice) (un exemplu este dat de erorile de prelucrare generate de vibraţiile sistemului tehnologic care, funcţionând în apropierea zonei de rezonanţă, pot conduce la amplificarea amplitudinilor oscilaţiilor sistemului). Determinarea erorii totale efective a unui sistem tehnologic dat este destul de dificilă, dar aceasta trebuie determinată, cunoscută, controlată şi stăpânită pentru a fi în măsură să se proiecteze corect precizia de execuţie a produsului finit.

Experienţa tehnică a demonstrat faptul că funcţionarea unei piese în ansamblul din care face parte, precum şi a ansamblului în sine este asigurată dacă dimensiunile liniare şi unghiulare care definesc forma

pieselor din componența ansamblului sunt executate între anumite limite bine definite, numite **dimensiuni limită**. Iată de ce vom stabili apriori, în faza de proiectare, **valori limită** ale dimensiunilor care asigură buna funcționare, dimensiuni limită care vor fi prescrise pe desenul produsului finit. Existența unei multitudini de forme constructive şi suprafețe de piese a impus, pentru sistematizarea aspectelor teoretice privind precizia geometrică a produsului finit, clasificarea lor în **suprafețe gen arbore** şi **suprafețe gen alezaj**. Suprafețele gen arbore sunt suprafețe cuprinse şi elementele referitoere la precizia acestora se notează, prin convenție, cu caractere literare mici (d, e), iar suprafețele gen alezaj sunt suprafețe cuprinzătoare, suprafețe care cuprind suprafețele gen arbore şi elemetele referitoare la precizia acestora se notează, tot prin convenție, cu caractere literare mari (D, E).

Aşadar, vom vorbi, în continuare, de arbori sau piese gen arbore şi alezaje sau piese gen alezaj.

Pentru un alezaj, sau o piesă gen alezaj, cele două dimensiuni limită permise de buna funcționare a diametrului se vor nota cu: D_{max} - dimensiunea maximă, D_{min} - dimensiunea minimă, iar în cazul unui arbore, sau suprafață gen arbore, dimensiunile limită se vor scrie cu minuscule: d_{max} - dimensiunea maximă, d_{min} - dimensiunea minimă (fig.4.2).

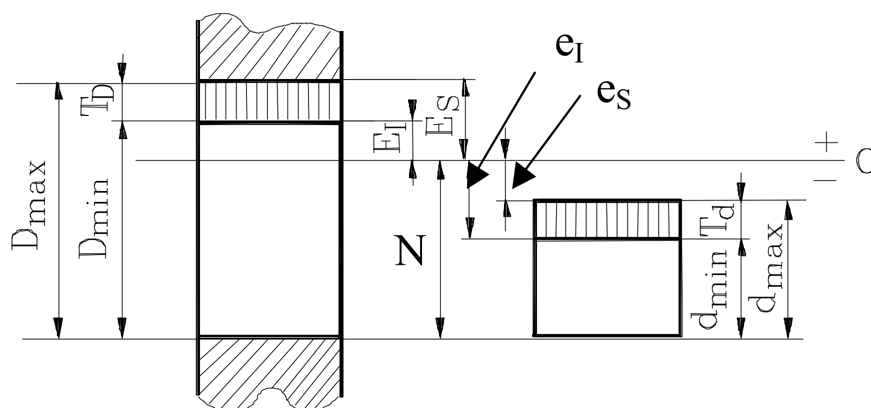


Fig.4.2

Diferența dintre cele două dimensiuni limită se numeşte **toleranța** dimensiunii D, respectiv d (fig.4.2):

$$\mathbf{T_D = D_{max} - D_{min}}$$

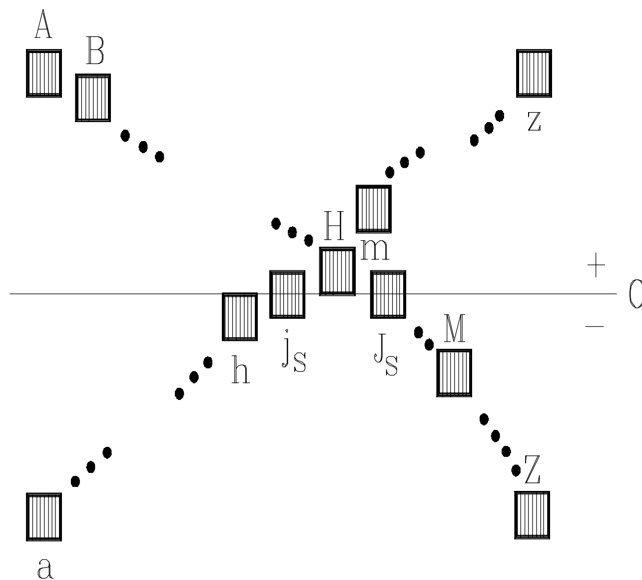


Fig.4.3

$$\mathbf{T_d = d_{max} - d_{min}}$$

În reprezentare grafică, câmpul cuprins între cele două dimensiuni limită se numeşte **câmp de toleranță** (fig.4.2).

Pentru ca piesa să fie corespunzătoare trebuie ca dimensiunea efectivă D_{ef} să se găsească între cele două dimensiuni limită admise şi prescrise:

$$\mathbf{D_{min} \le D_{ef} \le D_{max}}$$

$$\mathbf{d_{min} \le d_{ef} \le d_{max}}$$

Dimensiunile pieselor sunt valori alese de către proiectant, sunt rezultatul unor calcule de dimensionare, cum ar fi dimensionarea unui arbore, sau se determină pe baza unor relații empirice:

$\mathbf{d} \ge \sqrt[3]{M_T/\tau}$, sau $\mathbf{d} \ge \sqrt[3]{M_I/\sigma}$ - expresii analitice

d = 0,45 C, **d/l = 0,16...0,18** - relații empirice.

În aceste relații notațiile reprezintă: M_T - momentul de torsiune, M_I - momentul încovoietor, τ - efortul unitar la torsiune, σ - efortul unitar la încovoiere, C - distanța dintre axele arborilor, în cazul unui reductor, sau cutie de viteză, l - lungimea arborelui. După efectuarea calculelor, se alege dimensiunea imediat superioară celei rezultate din calcul care se regăseşte în şirul dimensiunilor normalizate standardizate, dimensiune care va purta denumirea de **dimensiune nominală** N.

Spre exemplu, dacă din calculul de rezistență rezultă d ≥ 19,82 mm, se alege valoarea imediat superioară, conform standardului în care se regăsesc dimensiunile normalizate: d = 20 mm, adică $N_{D,d}$ = 20 mm.

Dimensiunea nominală delimitează grafic (fig.5.2) **linia zero**, linia în raport cu care se definesc **abaterile limită**. Abaterile limită sunt diferențele algebrice dintre dimensiunile limită şi dimensiunea nominală:

➔**abaterea superioară** (E_s, e_s) reprezintă diferența algebrică dintre dimensiunea maximă şi dimensiunea nominală corespunzătoare:

$$\mathbf{E_s = D_{max} - N,\ e_s = d_{max} - N}$$

➔**abaterea inferioară** (E_i, e_i) reprezintă diferența algebrică dintre dimensiunea minimă şi dimensiunea nominală corespunzătoare.

$$E_i = D_{min} - N,\ e_i = d_{min} - N$$

În afara abaterilor limită definim:

➔**abaterea efectivă** care reprezintă diferența algebrică dintre dimensiunea efectivă şi dimensiunea nominală:

$$E_{ef} = D_{ef} - N,\ e_{ef} = d_{ef} - N$$

Prin convenție, abaterile situate deasupra liniei zero (fig.4.2) sunt pozitive, iar abaterile aflate sub linia zero sunt negative. Abaterea superioară se mai poate defini ca fiind distanța de la linia zero la limita superioară a câmpului de toleranță, iar abaterea inferioară distanța de la linia zero la limita înferioară a câmpului de toleranță (fig.4.2).

Aşadar, între abaterile limită, dimensiunile limită şi dimensiunea nominală există relațiile:

$$D_{max} = N + E_s,\ D_{min} = N + E_i$$

$$d_{max} = N + e_s,\ d_{min} = N + e_i$$

în care abaterile se scriu cu semnele lor - plus, sau minus - după cum acestea se află deasupra, sau sub linia zero. Toleranța dimensională poate fi definită şi în funcție de abaterile limită:

$$T_D = D_{max} - D_{min} = (N + E_s) - (N + E_i) = E_s - E_i$$ - pentru suprafețe gen alezaj

$$T_d = d_{max} - d_{min} = (N + e_s) - (N + e_i) = e_s - e_i$$ - pentru suprafețe gen arbore

Dimensiunea nominală şi abaterile limită pot fi scrise, printr-o simbolizare convențională, ca două sume neefectuate:

$$N^{+E_S}_{+E_I}\text{, sau } N^{+e_S}_{+e_I}$$

din care rezultă valorile pentru dimensiunile limită şi pentru toleranța dimensiunii, folosind expresiile analitice prezentate. În continuare sunt prezentate exemple numerice de înscriere a dimensiunii nominale şi a abaterilor limită:

$$20^{+0.5}_{+0.3} \qquad 20^{-0.6}_{+0.5} \qquad 20^{-0.3}_{-0.5}$$

$$20^{0}_{-0.3} \qquad 20^{0.5}_{0} \qquad 20^{+0.3}_{-0.3}$$

Poziția câmpului de toleranță în raport cu linia zero se simbolizează printr-o literă (fig.4.3):

〈majusculă pentru alezaje: A, B, ..., H, J_S,..., Z,...

⟨minusculă pentru arbori: a, b,..., h, j_S,..., z,...,
iar mărimea toleranței prin litere care reprezintă treptele de precizie (18 trepte de precizie): IT01, IT0, IT1,..., IT16. Aşadar, pentru notarea pe desen a unei dimensiuni tolerate se poate utiliza fie modelul prezentat anterior (două sume neefectuate), fie apelând la simbolurile literare şi la treptele de precizie, sub una din formele:

⟨$45H8(^{+0,039}_{0})$, $50g6(^{-0,009}_{-0,025})$ - pentru dimensiunile tolerate ale unei piese, care, întotdeauna, for fi însoțite de abaterile limită

⟨60H7/g6, 40H9/j_S8 - pentru ajustaje în sistemul alezaj unitar

⟨30M9/h8, 70J_S8/h7 - pentru ajustaje în sistemul arbore unitar.

În figurile 4.4 şi 4.5 sunt prezentate exemple grafice de înscriere a dimensiunilor tolerate pe desene de produse finite (pe desenul unui ansamblu - fig.4.4, respectiv pe desenele reperelor ce compun ansamblul - fig.4.5).

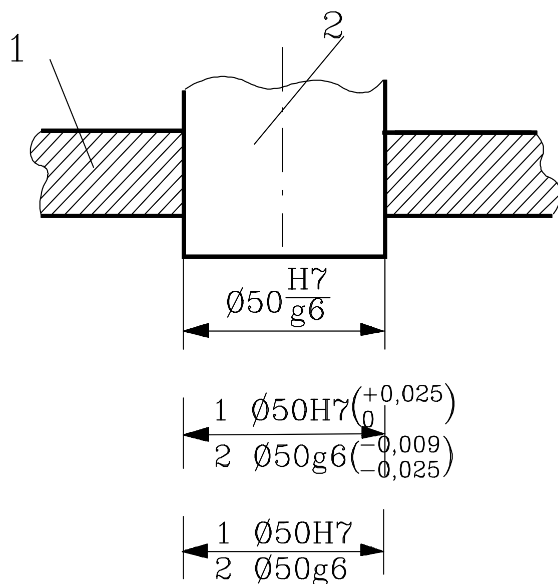


Fig.4.4

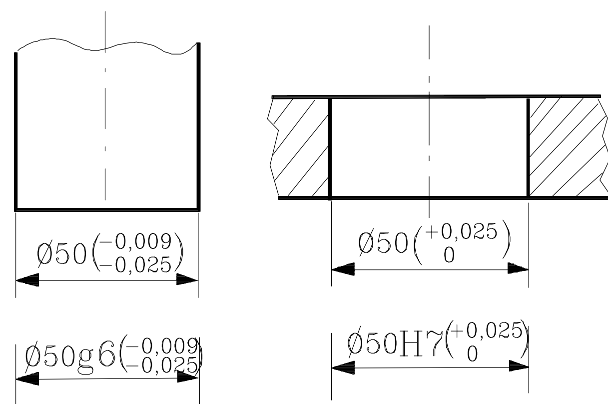


Fig.4.5

Dacă o suprafață a unei piese cu aceeaşi dimensiune nominală are porțiuni cu abateri limită diferite, limitele se reprezintă cu linie continuă subțire, fiecare porțiune cotându-se separat (fig.4.6).

Abaterile limită ale dimensiunilor unghiulare se înscriu pe desenele de produs finit prin valori exprimate în grade, minute, secunde (fig.4.7).

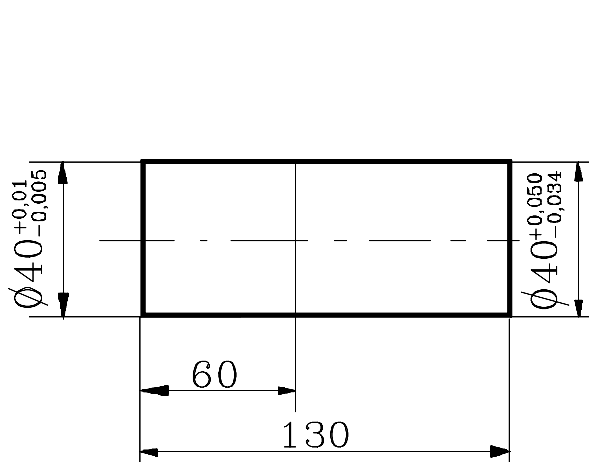


Fig.4.6

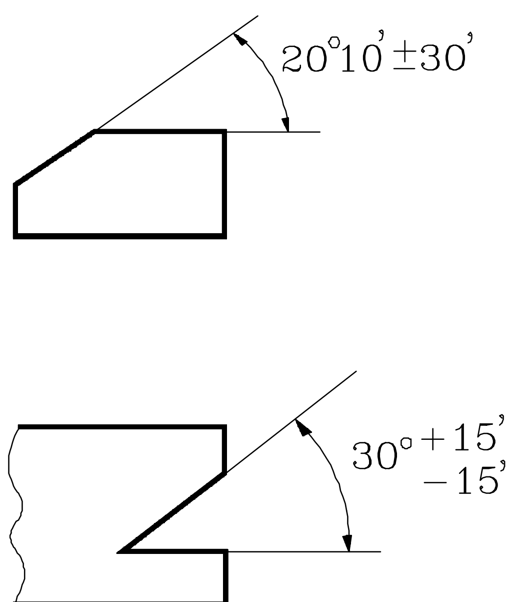


Fig.4.7

4.1.2.Ajustaje, jocuri şi strângeri, sisteme de ajustaje

DEFINȚIE: Un ajustaj se defineşte ca fiind relația care se stabileşte între o mulțime de piese gen arbore şi o mulțime de piese gen alezaj, care au aceeaşi dimensiune nominală şi care urmează să se asambleze, sub aspectul realizării de jocuri, sau strângeri.

Diferența dintre un ansamblu şi un ajustaj constă în faptul că primul este definit ca relația care se stabileşte - prin montare - între două piese, una gen arbore, iar cealaltă gen alezaj, care au aceeaşi dimensiune nominală, în timp ce în cazul ajustajelor intervin mulțimi de arbori şi alezaje.

Ajustajele care se pot realiza sunt:

⁄**ajustajul cu joc** - este ajustajul la care dimensiunea oricărui alezaj este mai mare decât dimensiunea oricărui arbore (fig.4.8, fig.4.9), sau atunci când câmpul de toleranță al alezajului se află deasupra celui al arborelui,

⁄**ajustajul cu strângere** - este ajustajul la care, înainte de asamblare, dimensiunea oricărui alezaj este mai mică decât dimensiunea oricărui

arbore, sau atunci când câmpul de toleranță al arborelui se află deasupra celui al alezajului (fig.4.8, fig.4.9),

⁄**ajustajul intermediar (de trecere)** - este ajustajul la care pot rezulta atât asamblări cu joc, cât şi cu strângere, sau atunci când câmpul de toleranță al alezajului se suprapune parțial, sau total peste câmpul de toleranță al arborelui (fig.4.8, fig.4.9).

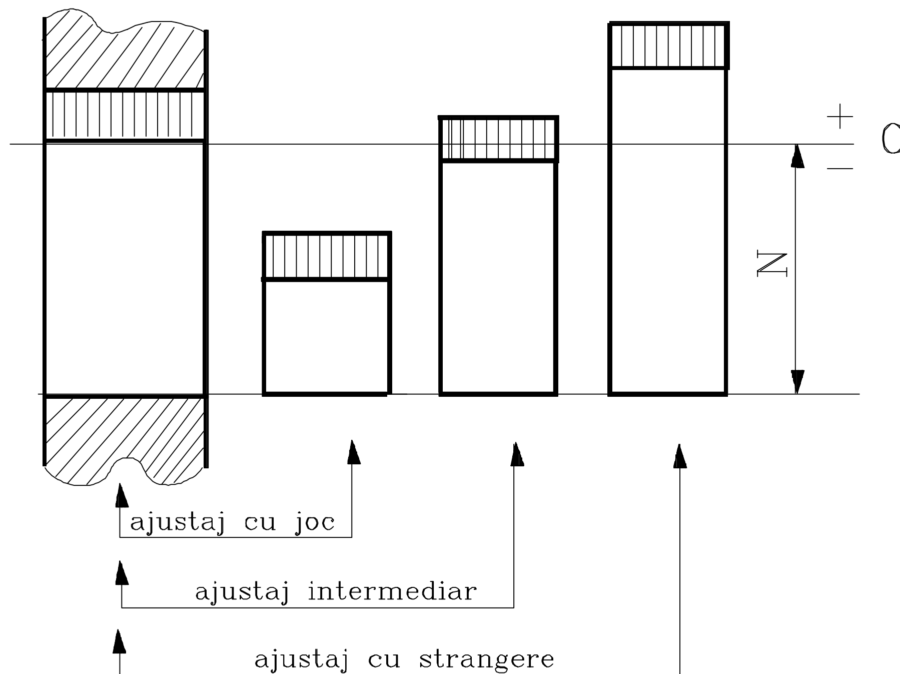


Fig.4.8

Între cele două mulțimi de piese cu aceeaşi dimensiune nominală, care creează un ajustaj, intervin următorii parametrii:

➔**jocul efectiv J_{ef}** - care reprezintă diferența dintre dimensiunile dinainte de asamblare ale alezajului şi arborelui, în cazul când această diferență este pozitivă:

$$D_{ef} \geq d_{ef}$$

$$J_{ef} = D_{ef} - d_{ef} \geq 0$$

➔**jocul maxim J_{max}** - care intervine în cazul unui ajustaj, reprezintă diferența dintre dimensiunea maximă a piesei gen alezaj şi dimensiunea minimă a piesei gen arbore, dacă aceasta este pozitivă:

$$J_{max} = D_{max} - d_{min} \geq 0$$

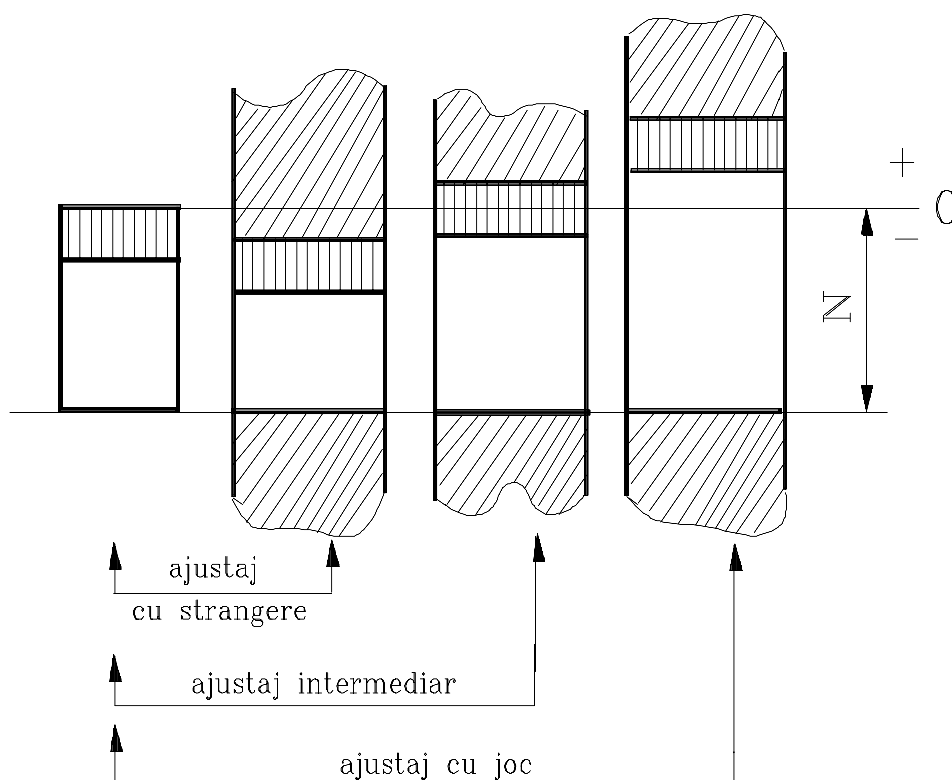


Fig.4.9

➔**jocul minim J_{min}** - care intervine în cazul unui ajustaj reprezintă diferența dintre dimensiunea minimă a piesei gen alezaj şi dimensiunea maximă a piesei gen arbore, dacă aceasta este pozitivă:

$$J_{min} = D_{min} - d_{max} \geq 0$$

➔**strângerea efectivă S_{ef}** - care reprezintă diferența dintre dimensiunile dinainte de asamblare ale arborelui şi alezajului, în cazul când această diferență este pozitivă:

$$d_{ef} \geq D_{ef}$$

$$S_{ef} = d_{ef} - D_{ef} \geq 0$$

➔**strângerea maximă S_{max}** - care intervine în cazul unui ajustaj reprezintă diferența dintre dimensiunea maximă a piesei gen arbore şi dimensiunea minimă a piesei gen alezaj, dacă aceasta este pozitivă:

$$S_{max} = d_{max} - D_{min} \geq 0$$

➔**strângerea minimă S_{min}** - care intervine în cazul unui ajustaj, reprezintă diferența dintre dimensiunea minimă a piesei gen arbore şi dimensiunea maximă a piesei gen alezaj, dacă aceasta este pozitivă:

$$S_{min} = d_{min} - D_{max} \geq 0$$

Se observă că jocul poate fi considerată o strângere negativă, sau invers:

$$S = -J, \text{ sau } J = -S$$

Similar cu toleranța dimensională putem defini toleranța unui ajustaj ca fiind diferența dintre jocurile, sau strângerile limită:

$$\mathbf{T_{ajustaj} = J_{max} - J_{min} = T_D + T_d}$$

$$\mathbf{T_{ajustaj} = S_{max} - S_{min} = T_D + T_d,}$$

sau, generalizând, putem spune că toleranța sumă este egală cu suma toleranțelor, remarcă extrem de importantă în construcția şi rezolvarea lanțurilor de dimensiuni:

$$\mathbf{T_\Sigma = \Sigma T}$$

Pentru sistematizarea constructivă s-au conceput două **sisteme de ajustaje** formate din o serie de ajustaje cu diferite jocuri şi strângeri, alese în mod rațional din mulțimea totală a combinațiilor posibile existente între mulțimea de alezaje şi cea de arbori simbolizați literar:

2**sistemul alezaj unitar**, la care diferitele feluri de asamblări (cu joc, sau cu strângere) se obțin asociind arbori cu un alezaj unic (de unde şi denumirea de alezaj unitar) caracterizat de poziția **H** a câmpului de toleranță (fig.4.8),

2**sistemul arbore unitar**, la care diferitele tipuri de asamblări se obțin prin asocierea de diferite alezaje cu un arbore unic (de unde şi denumirea de sistem arbore unitar) caracterizat de poziția **h** a câmpului de toleranță (fig.4.9).

4.2.Precizia calității suprafeței

DEFINIȚIE: Ansamblul microneregularităților de pe suprafața unei piese reprezintă **rugozitatea suprafeței** considerate şi defineşte **calitatea (prelucrării) suprafeței.**

Problematica legată de calitatea suprafețelor este reglementată prin standardele:

⇨SR ISO 4287-1:1993 - Rugozitatea suprafețelor. Terminologie. Suprafața şi parametrii săi,

⇨SR ISO 4287-2:1993 - Rugozitatea. Măsurarea parametrilor de rugozitate,

⇨**STAS 5730/2-85** - Starea suprafețelor. Parametri de rugozitate şi specificarea rugozității suprafeței.

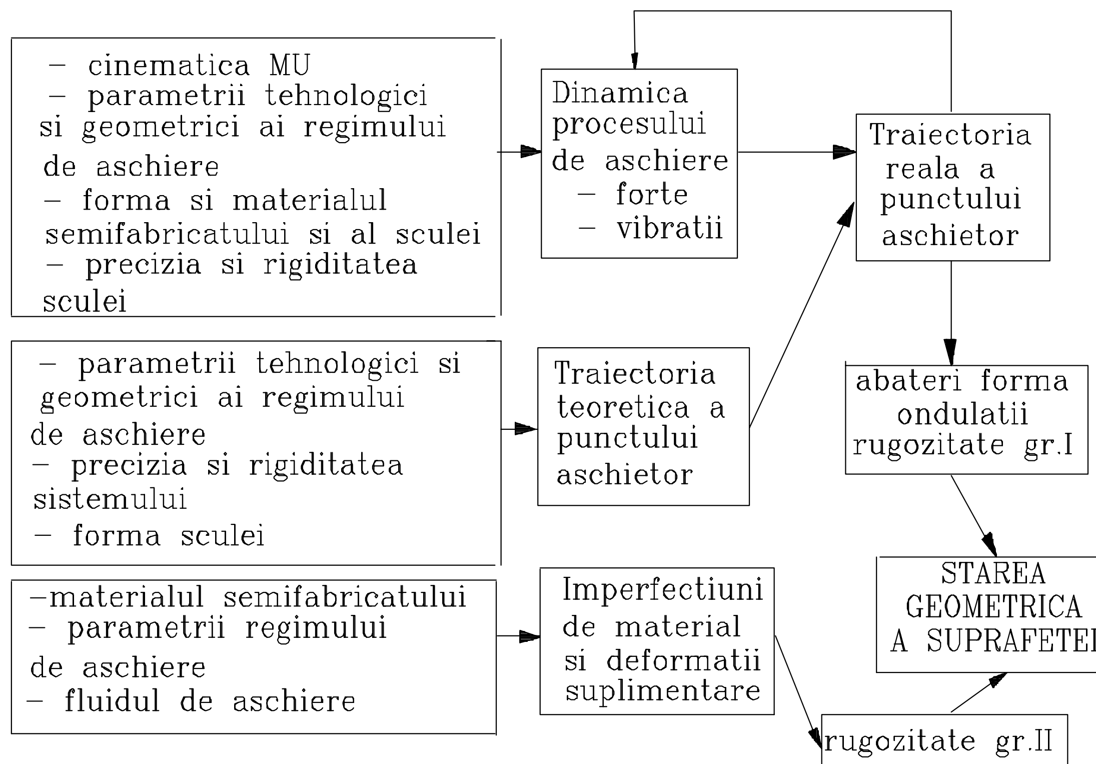


Fig.4.16

Cauzele care duc la apariția acestor microneregularități sunt (fig.4.16):

➔vibrațiile de înaltă frecvență,

➔geometria sculei aşchietoare (unghiul de aşezare, de degajare, raza la vârf, etc),

➔rugozitatea muchiei aşchietoare,

➔regimul de aşchiere (t - adausul de prelucrare, s - avansul, v - viteza de aşchiere),

➔depunerile pe tăişul sculei şi lichidul de aşchiere,

➔neomogenitatea semifabricatului, etc.

4.2.1.Parametri de rugozitate

Parametri de rugozitate cei mai des utilizați care permit identificarea şi măsurarea microneregularităților de pe suprafețele pieselor sunt:

➔abaterea medie aritmetică a neregularitaților (fig.4.17):

$$R_a = \frac{1}{l}\int_0^l |y|dx$$

sau pentru un număr finit de puncte:

$$R_a = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}|y_i|$$

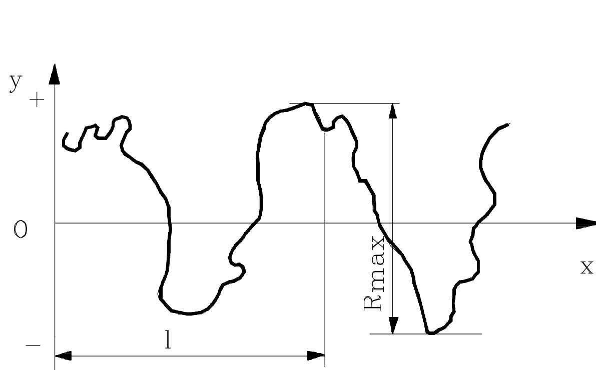


Fig.4.17

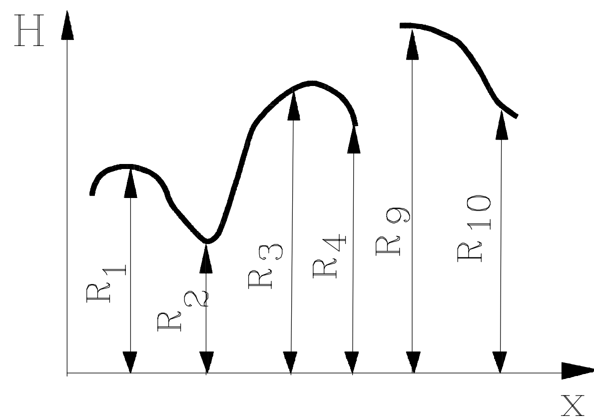


Fig.4.18

➔înălțimea medie a neregularităților în 10 puncte succesive (fig.4.18):

$R_z = [(R_1+R_3+R_5+R_7+R_9)-(R_2+R_4+R_6+R_8+R_{10})]/5$

➔înălțimea maximă a profilului R_{max} (fig.4.17).

4.2.2.Simbolizarea şi notarea pe desen a rugozității

Înscrierea pe desen a rugozității se face utilizându-se **simbolul de bază (general)** (fig.4.19):

unde, în locul literelor se înscriu:

- a - adausul de prelucrare, în milimetri,
- b - parametrul de rugozitate (R_a, R_z, R_{max} etc.), în micrometri,

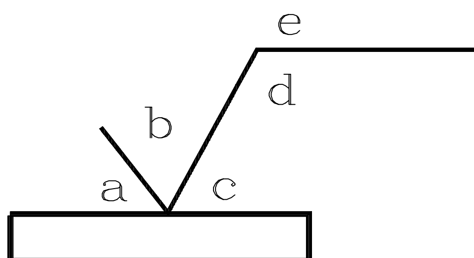


Fig.4.19

- c - semnul care simbolizează orientarea microneregularităților pe suprafața piesei: ⊥ - perpendiculară, = - paralelă, C - concentrică, R - radială, X - încrucişată, M - în mai multe direcții oarecare,
- d - lungimea de bază, dacă aceasta diferă de lungimea standardizată,
- e - scurte indicații tehnice, tehnologice, sau cu privire la starea finală a suprafeței, cum ar fi tratamentul termic, procedeul de prelucrare, aspectul estetic al suprafeței (acoperiri de suprafață cu rol estetic).

În figura 4.20 se prezintă un simbol general în care s-au înscris toate informațiile referitoare la o suprafață dată, pe care acest simbol de bază le poate conține într-un spațiu din câmpul desenului relativ redus. Aceste informații cu privire la starea suprafeței pot exista în totalitate, sau parțial, dar în ambele cazuri este obligatoriu să existe valoarea numerică a parametrului de rugozitate.

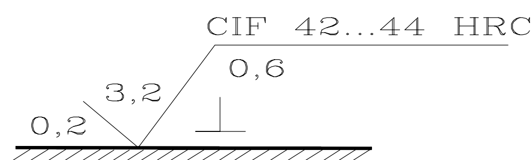
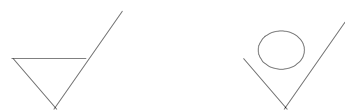


Fig.4.20



a b

Fig.4.21

În afara simbolului general, sau de bază, se utilizează simbolurile particulare:

〈care obligă îndepărtarea de material pentru realizarea rugozității prescrise (fig.4.21 a),

〈care menține suprafața în starea obținută anterior (interzice îndepărtarea de material de pe suprafața la care se referă) (fig.4.21 b),

Simbolul de rugozitate se aşează pe suprafața la care se referă parametrul de rugozitate, sau pe o linie ajutătoare, aflată în continuarea acelei suprafețe.

Deoarece toate suprafețele prelucrate au o anumită rugozitate, pentru fiecare dintre suprafețele unei piese se va înscrie rugozitatea funcțională

direct, folosind unul din simbolurile prezentate, sau indirect, menționându-se **rugozitatea generală** (fig.4.22 a) (când pentru toate suprafețele piesei se prescrie aceeaşi valoare maximă a rugozității), sau **rugozitatea majoritară** (fig.4.22 b,c) înscrisă deasupra indicatorului - atunci când există unele suprafețe ale piesei pentru care se prescrie o valoare a rugozității diferită de cea generală.

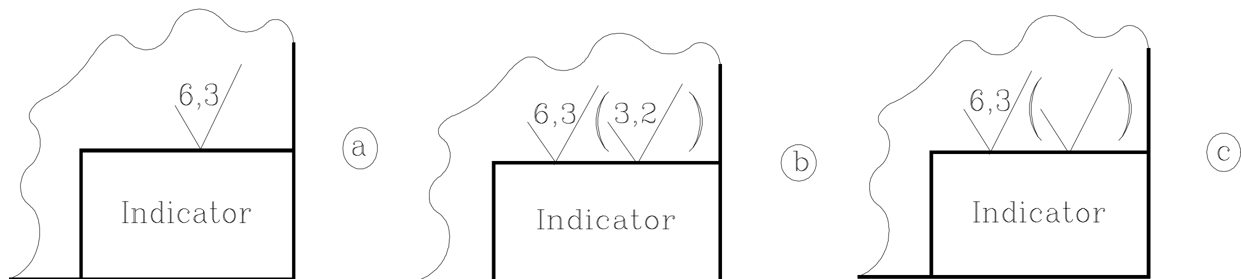


Fig.4.22

Rugozitatea se indică pe desen prin valoarea numerică maximă admisă a parametrului de rugozitate ales de către proiectant să definească rugozitatea funcțională a unui reper.Dacă se utilizează parametrul R_z atunci se înscrie numai valoarea numerică prescrisă pentru acest parametru, în micrometri (fig.4.23 a).

Dacă se prescrie parametrul de rugozitate R_z, atunci alături de valoarea numerică a parametrului se va scrie şi simbolul R_z (fig.4.23 b) pentru a face distincție între utilizarea parametrului R_a şi, respectiv a parametrul R_z.

Dacă se foloseşte parametrul de rugozitate R_{max}, atunci notarea se face aşa cum se observă din figura 4.23 c. O suprafață poate avea rugozitatea funcțională cuprinsă între anumite limite şi atunci notarea se face aşa cum se prezintă în figura 4.23 d, înscriind ambele valori limită ale parametrului de rugozitate folosit.

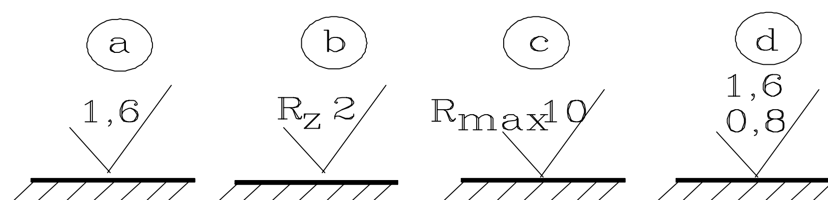


Fig.4.23

Calitatea suprafeței, sau rugozitatea acesteia are o importanță crucială în funcționarea pieselor aflate în mişcare relativă, în apariția şi

evoluția procesului de frecare-uzare. Chiar şi orientarea microneregularităților pe o suprafață influențează, în anumite condiții de funcționare, hotărâtor fenomenul de uzare.

Aşa de exemplu, în mecanica fină, coeficientul de frecare la deplasarea diferitelor mecanisme este influențat de orientarea acestor neregularități, fiind indicat ca această orientare să fie de-a lungul direcției de deplasare. În altă situație, orientarea perpendiculară pe direcția de deplasare va permite reținerea mai uşoară a lubrifiantului, dar există riscul ca uzura să fie mai rapidă la întreruperea ungerii.

Cercetările efectuate asupra relației dintre direcția de deplsare a pieselor conjugate şi orientarea microneregularităților pe suprafețele aflate în contact au demonstrat că cea mai bună rezistență la uzare o are cupla de frecare ale cărei suprafețe aflate în contact au orientate microneregularitățile la 45° față de direcția de deplasare a suprafețelor în cauză; orientarea în direcția deplasării produce uzura cea mai mare, iar orientarea perpendiculară o uzură mijlocie.

4.3.Precizia formei geometrice şi precizia poziției relative

Cauzele care duc la apariția abaterilor de la forma geometrică sunt datorate sistemului tehnologic, sau de conversie, format - în cazul exemplificării cu un sistem tehnologic de generare a suprafețelor prin aşchiere - din maşina-unealtă, dispozitivul de prindere a semifabricatului, semifabricatul, dispozitivul de prindere a sculei, scula aşchietoare şi mijlocul de măsurare. Toate aceste componente îşi au propria eroare de execuție şi evoluție în timp a acesteia, care este funcție de starea de întreținere, de uzura componentelor procesului de conversie şi de condițiile de utilizare a acestora.

Erorile generate prin diferite procese de conversie şi de diferite utilaje care conduc la apariția abaterilor de la forma suprafeței, sau a poziției relative a diferitelor elemente geometrice sunt clasificate astfel (tab.4.1):

Tabelul 4.1

Toleranța de formă sau de poziție	Simbolul literar	Simbolul grafic
	Toleranțe de formă	
Toleranța la rectilinitate	TFr	
Toleranța la planitate	TFp	
Toleranța la forma dată a profilului	TFf	
Toleranța la circularitate	TFc	
Toleranța la cilindricitate	TFl	
Toleranța la forma dată a suprafeței	TFs	
	Toleranțe de poziție	
Toleranța la paralelism	TPl	
Toleranța la perpendicularitate	TPd	
Toleranța la înclinare	TPi	
Toleranța la simetrie	TPs	
Toleranța la coaxialitate şi concentricitate	TPc	
Toleranța la intersectare	TPx	
Toleranța la poziția nominală	TPp	
Toleranța bătăii radiale şi axiale	TBr / TBf	

Toleranțele de formã, cele de poziție – ca de altfel şi cele dimensionale şi rugozitatea – au menirea de a disciplina materializarea unui produs finit, dat prin imaginea sa planã sub formã de desen, de a limita extremele funcționale între care se pot afla abaterile rezultate prin generarea suprafețelor.

2Abateri de la forma geometricã datã

Abaterile de la forma datã prin desenul de produs finit se clasificã în abateri ale profilului şi abateri ale suprafețelor:

- **abateri de formã ale profilului:**
  - abaterea de la forma dată a profilului (fig.4.24 - abaterea de la forma dată a profilului camei),
  - abaterea de la rectilinitate, cu formele reale care se pot obține:
    - forma concavă (fig.4.25 a),
    - forma convexă (fig.4.25 b),

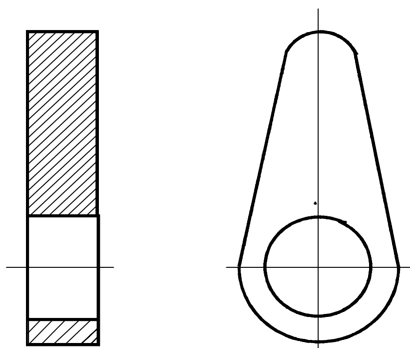


Fig.4.24

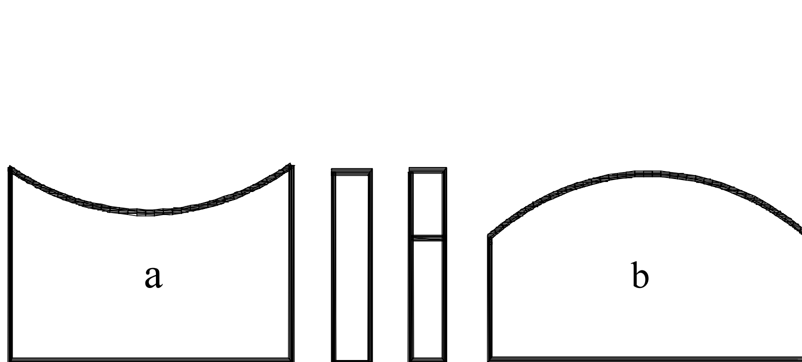
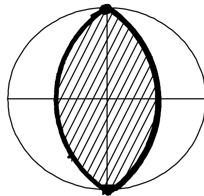
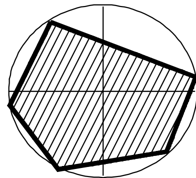


Fig.4.25

  - abaterea de la circularitate, cu formele reale care se pot obține:
    - forma ovală (fig.4.26 a),
    - forma poligonală (fig.4.26 b),
- **abateri de formã ale suprafeței:**
  - abaterea de la forma dată a suprafeței (fig.4.27),
  - abaterea de la planitate, cu formele reale care se pot obține:
    - forma concavă (fig.4.28 a),
    - forma convexă (fig.4.28 b),
  - abaterea de la cilindricitate, cu formele reale care se pot obține:

- forma conică (fig.4.29 a),
- forma curbată (fig.4.29 b),
- forma convexă (fig.4.29 c),
- forma concavă (fig.4.29 d).





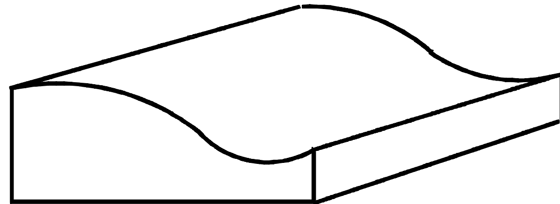
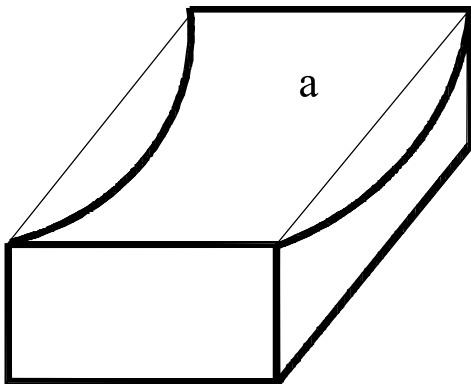


Fig.4.26

Fig.4.27



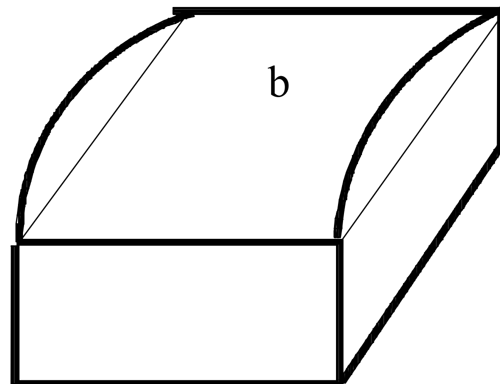
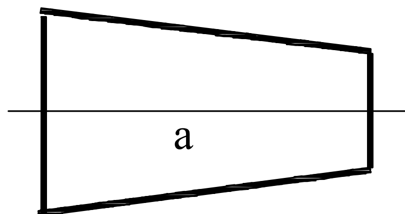
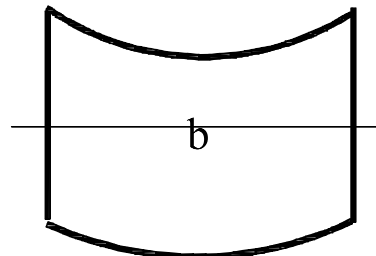
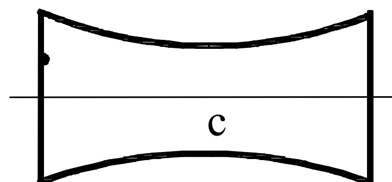


Fig.4.28







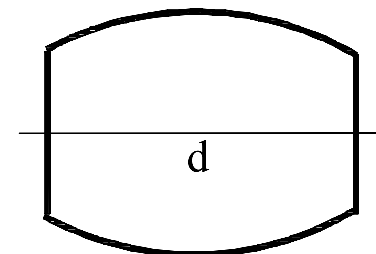


Fig.4.29

2Abateri de la precizia de poziție relativă

Abaterile de la poziția relativã se pot referi la douã (sau mai multe) elemente geometrice (punct, dreaptã, plan) ale aceleiaşi piese (o muchie şi o suprafaţã, douã muchii, o suprafaţã versus axa sa de simetrie, douã axe de asimetrie, sau douã suprafețe, etc.), sau aflate în relație funcționalã într-un ansamblu dat (abaterea de la paralelismul punții fațã şi a punții spate a unui automobil). Scurta enunțare a acestor toleranțe contribuie la conturarea finalã a preciziei produsului finit:

- ⇨ abaterea (toleranța) de la paralelism,
- ⇨ abaterea (toleranța) de la perpendicularitate,
- ⇨ abaterea (toleranța) de la înclinare,
- ⇨ abaterea (toleranța) de la simetrie,
- ⇨ abaterea (toleranța) de la concentricitate şi coaxialitate,
- ⇨ bătaia frontală (toleranța bãtãii frontale),
- ⇨ bătaia radială (toleranța bãtãii radiale),
- ⇨ abaterea (toleranța) de la poziția nominală,
- ⇨ abaterea (toleranța) de la intersectare.

4.3.1.Înscrierea pe desen a toleranțelor de formă geometrică şi a toleranțelor de poziție relativă

Pentru început, se impune o observație cu caracter general. Ținând seama de faptul că între mărimea toleranței unei dimensiuni (liniare, sau unghiulare) şi costurile de fabricație există o dependență aproximativ exponențială (costurile de producție necesare execuției dimensiunilor cu toleranțe mici sunt mari), alegerea toleranței dimensionale, de formă, sau de poziție se face astfel încât acestea să asigure buna funcționare a produsului proiectat. Pe de altă parte, dacă funcționarea nu impune altfel, atunci abaterile de la forma geometrică şi cele de poziție relativă trebuie să se încadreze între abaterile dimensionale limită prescrise elementelor geometrice în cauză.

De aici rezultă, firesc, că prescrierea unei toleranțe de la forma geometrică, sau de poziție relativă cu o valoare sub cea a toleranței

dimensionale a elementului geometric în cauză este inutilă, căci la prelucrarea piesei (generarea suprafeţelor acesteia) se va ţine seama de precizia cea mai mare impusă prin documentaţia tehnică (desenul piesei - desenul produsului finit).

Datele privind toleranţele de formă şi de poziţie se înscriu într-un dreptunghi împărţit în două, sau trei căsuţe (fig.4.30). În căsuţe se indică următoarele elemente:

- simbolurile toleranţelor,
- valoarea toleranţei, în milimetrii,
- litera majusculă de identificare a bazei de referinţă, dacă este necesar (numai în cazul toleranţelor de poziţie).

Valorile numerice ale toleranţelor se înscriu după simbolul grafic al respectivei toleranţe, urmate de litera de identificare a bazei de referinţă (atunci când este cazul).

Exemplele de înscriere a toleranţelor de la forma geometrică şi a celor de poziţie relativă, notate cu a, b, c, d, şi e, au următoarele semnificaţii:

- a, c - valoarea toleranţei este valabilă pe toată lungimea muchiei, sau suprafeţei pentru care a fost prescrisă,
- b - valoarea toleranţei este valabilă pe o anumită lungime de referinţă din lungimea totală a piesei,

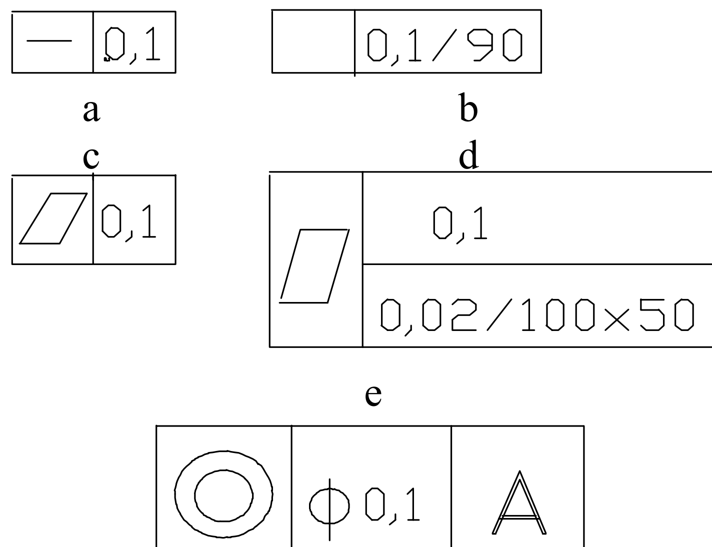


Fig.4.30

- d - toleranță are o valoare totală, dar abaterile limită admise sunt limitate (0,02) pentru zone de pe suprafața dată definite (100x50) (dublã condiționare),
- e - când zona toleranței este circulară, sau cilindrică se pune simbolul ϕ înaintea acesteia.

Cadrul dreptunghiular cu elementele referitoare la toleranțele de formă - simbolul grafic şi valoarea numerică a toleranței - se leagă de elementul geometric la care se referă (profil, sau suprafață) printr-o linie de indicație care se termină cu o săgeată, dreaptã sau frântã, trasatã perpendicular pe elementul geometric la care se referã (dreaptã plan, etc.).

4.3.2.Notarea pe desen a toleranțelor de formă. Exemple grafice

În continuare se prezintă câte un exemplu din fiecare tip de toleranță de formă, precum şi interpretarea datelor referitoare la aceste toleranțe:

/TOLERANȚA LA FORMA DATÃ A PROFILULUI (fig.4.31): abaterea maximã admisã de la forma datã a profilului camei este de 0,012 mm,

/TOLERANȚA LA RECTILINITATE (fig.4.32): abaterea maximã admisã de la rectilinitatea muchiei este de 0,02 mm,

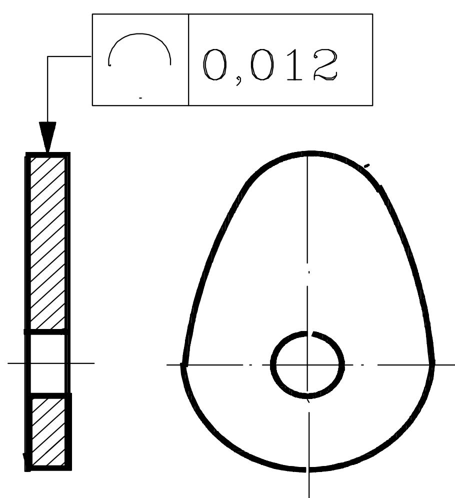


Fig.4.31

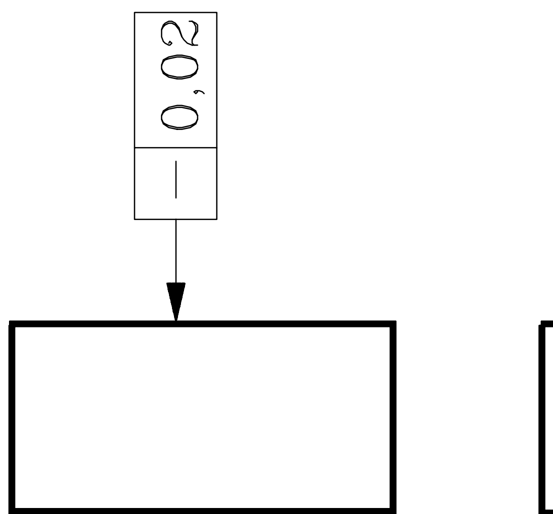


Fig.4.32

/TOLERANȚA LA PLANITATE (fig.4.33): abaterea totalã maximã admisã de la planitate este de 0,12 mm, dar nu poate depãşi valoarea de 0,03 mm pentru fiecare porțiune de suprafațã de 50 mm x 80 mm,

/TOLERANȚA LA CIRCULARITATE (fig.4.34 a,c): abaterea maximã admisã la circularitate este de 0,3 mm,

/TOLERANȚA LA CILINDRICITATE (fig.4.34 b,c): toleranța admisă (sau abaterea maximă admisă) la cilindricitate este de 0,2 mm,

/TOLERANȚA LA FORMA DATĂ A SUPRAFEȚEI (fig.4.35): toleranța admisă la forma dată a suprafeței este 0,02 mm.

Se observă că, dacă pentru aceeaşi piesă se prevăd două toleranțe de formă, atunci acestea pot fi înscrise separat (fig.4.34 a,b), sau împreună în acelaşi cadru dreptunghiular (fig.4.34 c).

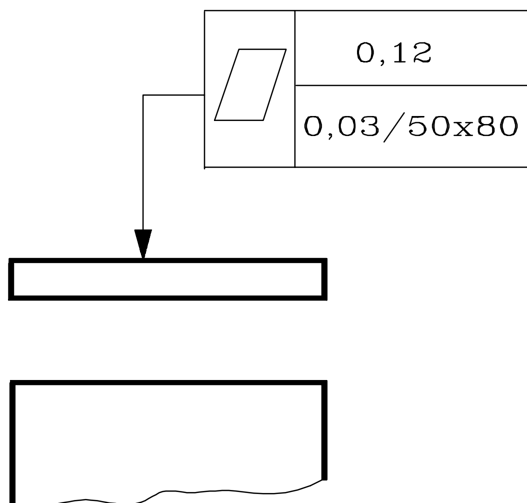


Fig.4.33

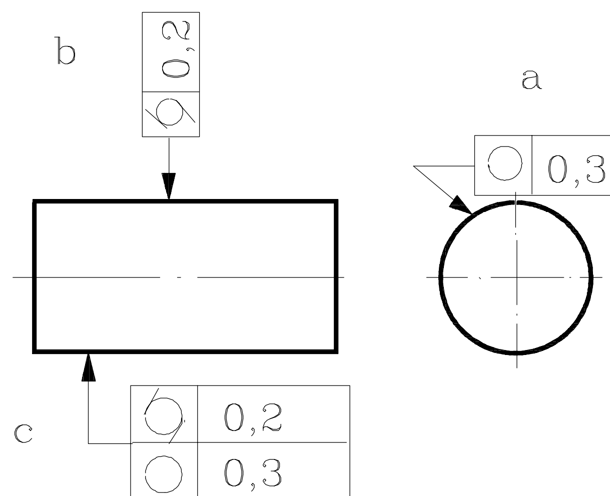


Fig.4.34

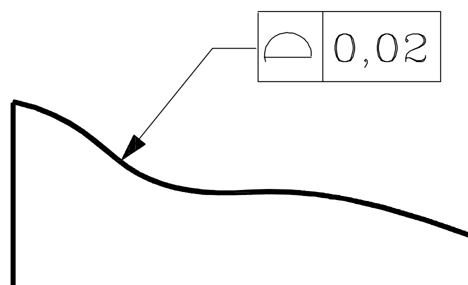


Fig.4.35

4.3.3.Notarea pe desen a toleranțelor de poziție relativă. Exemple grafice

Întreg cadrul dreptunghiular se leagă de elementul la care se referă toleranța, printr-o linie de indicație terminată cu o săgeată şi pe baza de referință printr-o linie de indicație terminată cu un triunghi înnegrit (exemplul din figura 4.36 c).

Săgeata şi triunghiul înnegrit se sprijină pe:

- linia de contur a piesei, sau pe o linie ajutătoare, în dreptul liniei de cotă, dacă toleranța se referă la axa, sau planul de simetrie al întregii piese, sau dacă baza de referință este axa, sau planul de simetrie (fig.4.42, fig.4.43),
- linia de contur a piesei, sau pe liniile ajutătoare, dar nu în dreptul liniei de cotă, dacă toleranța se referă la profil (fig.4.44 b - bătaia frontală, la suprafața respectivă, sau la baza de referință (fig.4.44 a, fig.4.45),
- axă, sau pe planul de simetrie al piesei, dacă toleranța se referă la această axă, sau plan, sau dacă planul de referință este această axă, sau plan,
- axa comună, sau planul de simetrie comun al două, sau mai multe elemente,
- în cazul când cadrul nu este legat de baza de referință, aceasta se notează cu o majusculă înscrisă în apropierea bazei de referință, într-un cadru legat de aceasta printr-o linie de indicație terminată cu un triunghi înnegrit; majuscula se va înscrie în a treia căsuță a cadrului dreptunghiular, după cum s-a mai menționat (fig.4.39),
- dacă baza de referință este o axă comună, sau un plan de simetrie comun pentru mai multe elemente, se vor indica toate aceste elemente (fig.4.44),
- atunci când pentru o toleranță de poziție este indiferent care element este bază de referință, triunghiul înnegrit se va înlocui cu o săgeată (fig 4.36 b),
- cotele care determină poziția nominală a elementelor pentru care se prescriu toleranțe de poziție nu se tolerează dimensional, ci se scriu încadrate (fig.4.46).

⁄TOLERANȚA LA PARALELISM (fig.4.35): se poate utiliza una din cele trei variante de înscriere, care au următoarea interpretare:

- a - toleranța la paralelism a suprafeței indicate fața de baza de referință este de 0,4 mm (valorile numerice prezente în exemplele considerate nu sunt, decât întâmplător, egale cu valori standardizate),
- b - toleranța la paralelism nu depinde de suprafața care este considerată ca baza de referință,
- c - dacă suprafața de referință este apropiată de suprafața a cărei toleranță la paralelism este limitată, atunci nu se mai notează separat baza de referință,

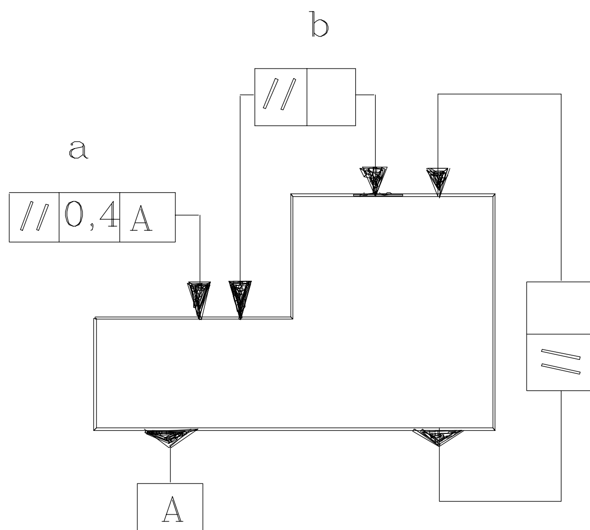


Fig.4.36

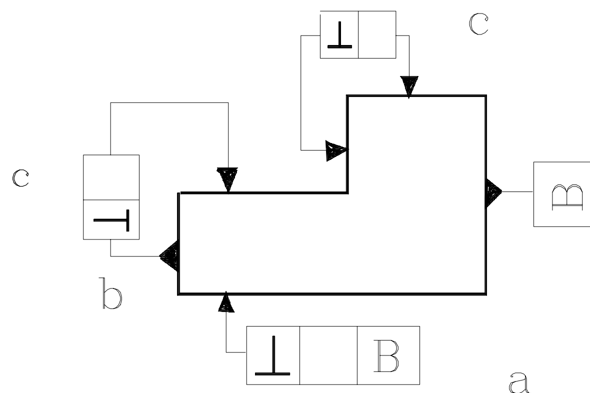


Fig.4.37

⁄TOLERANȚA LA PERPENDICULARITATE (fig.4.36): explicațiile anterioare referitoare la posibilitățile de notare pe desen a toleranței la paralelism se aplică şi în acest caz (exemplele a, b şi c),

⁄TOLERANȚA LA ÎNCLINARE (fig.4.37, fig.4.38, fig.4.39): toleranța la înclinare se poate referi la o suprafață plană prismatică (fig.4.37), sau de revoluție (fig.4.38), sau la axe de simetrie (fig.4.39); ultimele două se raportează la baze de referință,

⁄TOLERANȚA LA SIMETRIE (fig.4.40, fig.4.41): toleranța la simetrie admisă a axei de simetrie a piesei (batiu de maşină unealtă, sau

sanie mobilă de maşină unealtă), faţă de axa de simetrie a alezajului longitudinal (baza de referinţă A) are valoarea de 0,2 mm,

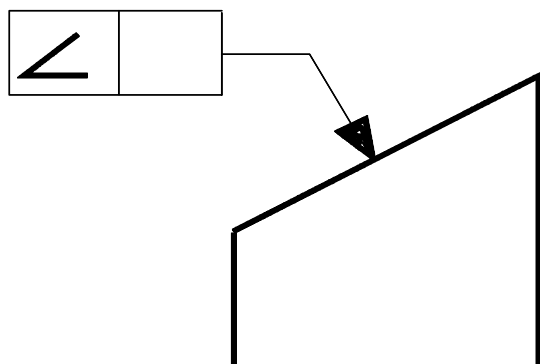


Fig.4.38

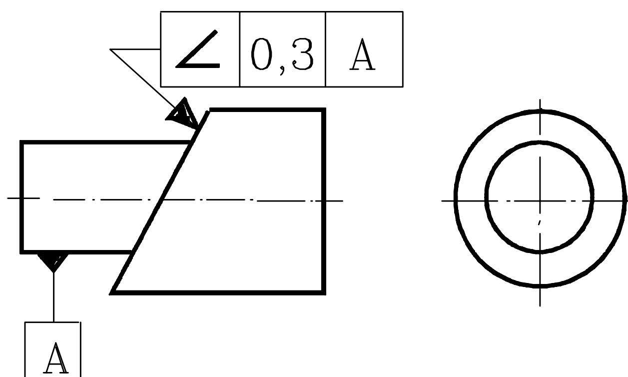


Fig.4.39

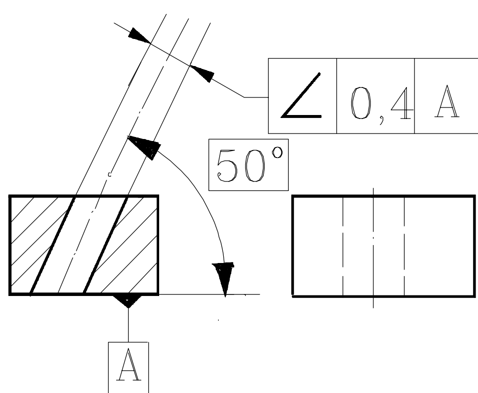


Fig.4.40

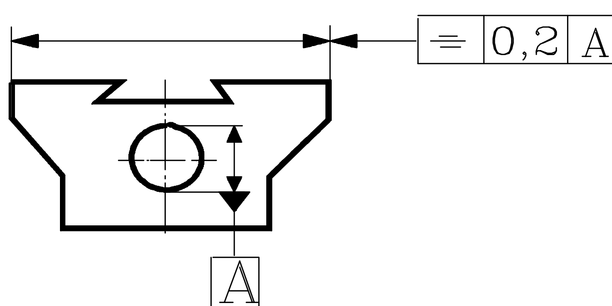


Fig.4.41

⁄TOLERANŢA LA COAXIALITATE ŞI LA CONCENTRICITATE (fig.4.42, fig.4.43): toleranţa la coaxialitate a axelor de simetrie acelor două alezaje este de ϕ 0,14 mm (fig.4.42), bază de referinţă fiind alezajul cu lungimea mai mare, sau de ϕ 0,1 în raport cu două baze de referinţă, A şi B, care reprezintă axele de simetrie ale treptelor arborelui respectiv (fig.4.43),

⁄TOLERANŢA BĂTĂII RADIALE ŞI FRONTALE (fig.4.44, fig.5.45): toleranţa bătăii radiale faţă de baza de referinţă A (axa de simetrie), este de 0,3 mm (fig.4.44a), în timp ce toleranţa bătăii frontale este de 0,01 mm (fig.4.44b), respectiv toleranţa bătăii radiale este de 0,2 mm faţă de două baze de referinţă, A şi B, care sunt suprafeţele exterioare ale treptelor arborelui (fig.4.45),

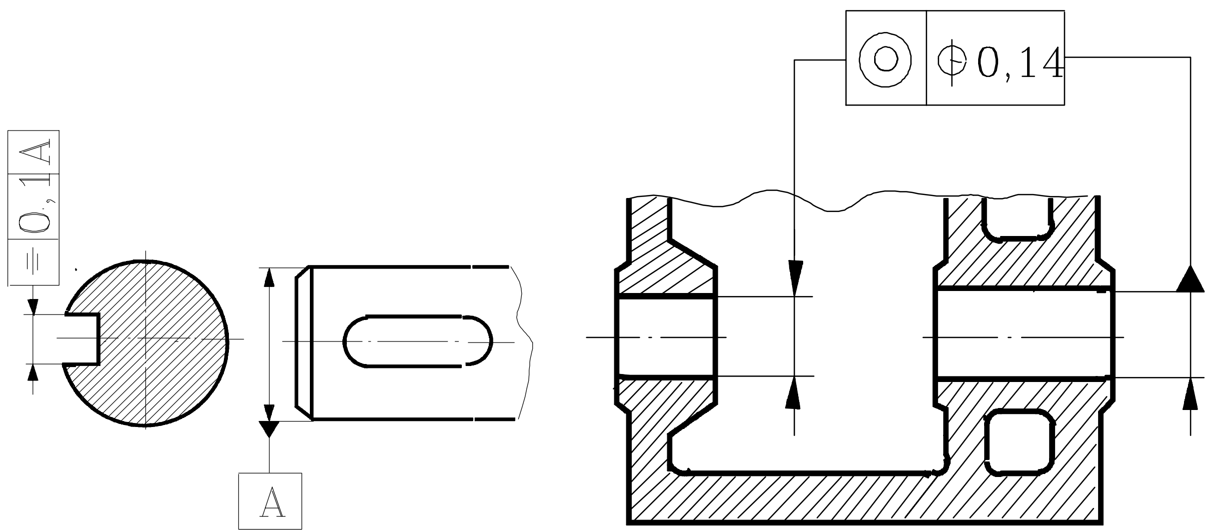


Fig.4.42

Fig.4.43

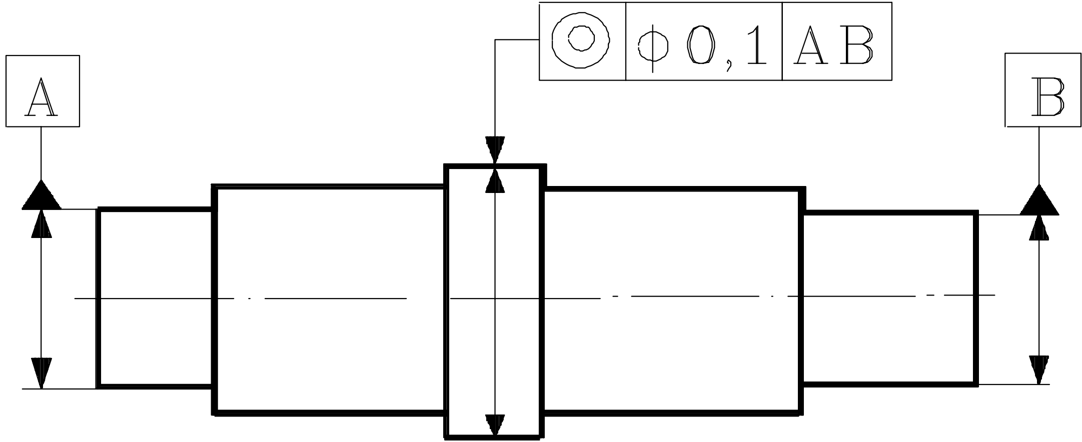
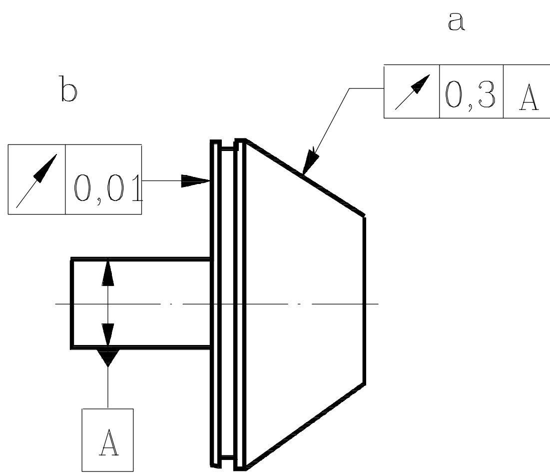


Fig.4.44

a

b



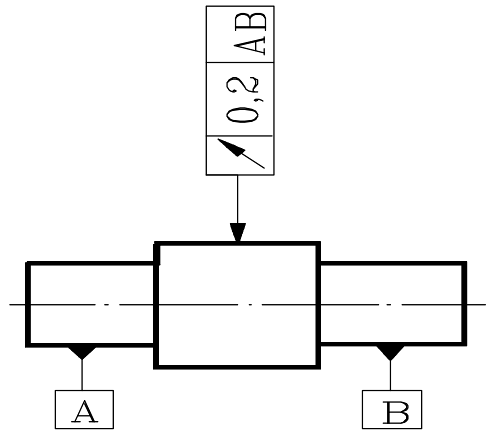


Fig.4.45

Fig.4.46

⁄TOLERANȚA LA POZIȚIA NOMINALĂ (fig.4.47, fig.4.48). În cazul cotãrii unui arbore sa a unui alezaj, modul de identificare a poziției nominale a centrului alezajului sau arborelui, precum şi precizia sa se poate nota pe desen în douã variante, fie apelând la procedeul clasic, cu ajutorul toleranțelor dimensionale, sau folosind toleranța de la poziția nominalã.

Poziția nominală a unui element geometric al unei piese se cotează folosind cotele încadrate (dimensiunea de 10 mm, fig.4.47). Din punct de vedere al mărimii şi formei toleranței centrului de simetrie al alezajelor de ϕ5 mm, se observă că, în primul caz (fig.4.47) forma câmpului de toleranță a centrului de simetrie al alezajului în cauză este pătrată în secțiune, în timp ce folosind toleranța de poziție forma este circulară (fig.4.48), diferența fiind nesemnificativă din punct de vedere practic.

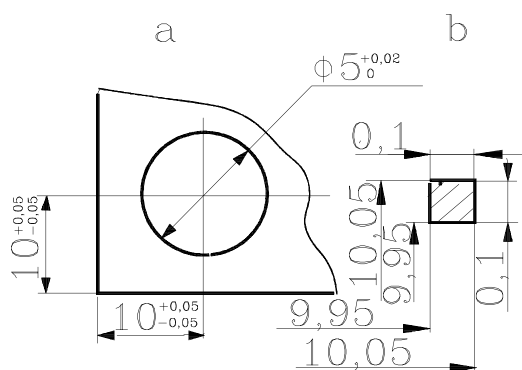


Fig.4.47

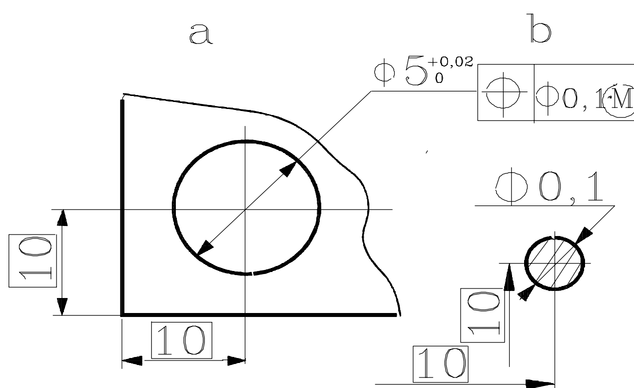


Fig.4.48

Dar, folosind principiul maximului de material[3], toleranța efectivă de execuție se măreşte, prin adăugarea la toleranța de poziție a toleranței dimensionale a alezajului. Dacă alezajul ϕ5 mm se execută la maxim de material (adică la diametrul minim ϕ5 mm), atunci toleranța sumă este:

$$T_{\Sigma} = TP_{P} + T_{5} = 0,1+0,02=0,12 \text{ mm}$$

Astfel, rezultă o posibilă creştere maximă a toleranței cu 0,02 mm, față de toleranța inițială de 0,1 mm.

⁄TOLERANȚA LA INTERSECTARE (fig.4.49): mărimea toleranței la intersectare a axei alezajului indicat, față de baza de referință este de 0,5mm.

[3] [3] I.Lãrãrescu, Cosmina-Elena Ştețiu, Toleranțe, ajustaje, calcul cu toleranțe, calibre, Editura tehnicã, Bucureşți, 1984.

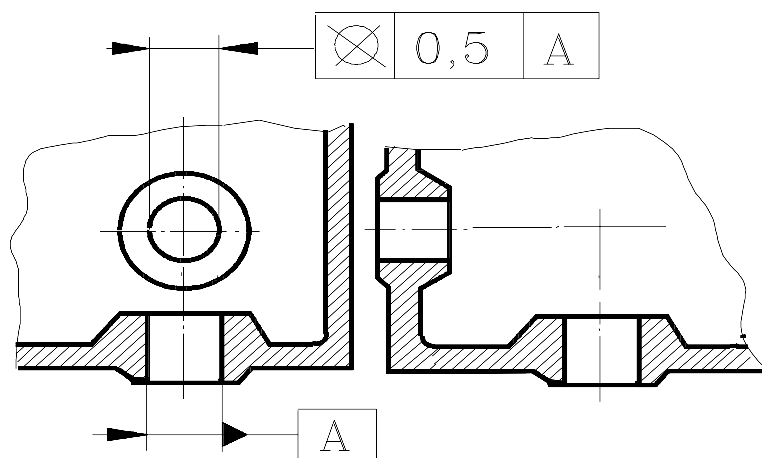


Fig.4.49

4.4 Teme:

1. Pe desenul din fig.4.50 înscrieți precizia dimensională a alezajului central al piesei în sistemul de ajustaje alezaj unitar.

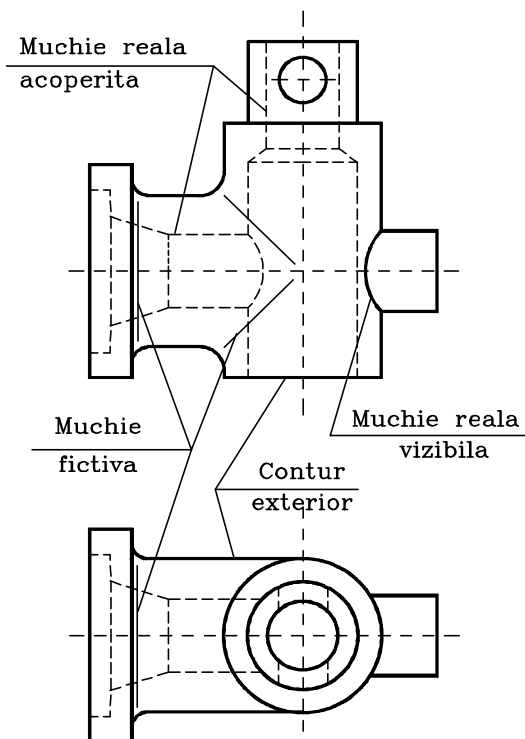


Fig.4.50

2. *Sã se înscrie pe desenul din figura 4.50 rugozitatea generalã de 6,3 µm şi pentru douã dintre suprafețe (la alegere) rugozitatea de 3,2 µm.*

3. *Explicați semnificațiile exemplelor de notare pe desen a preciziei de poziție relativã din figura 4.51.*

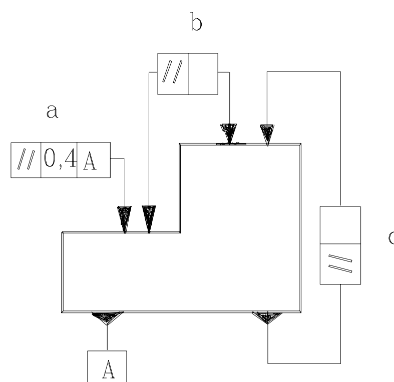


Fig.4.51

4. S se explice imaginea din figura 4.52

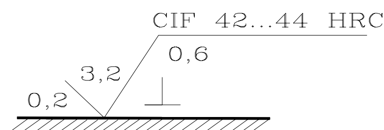


Figura 4.52

5. S se înscrie o abatere de la paralelism de 0,03 mm pentru suprafața de aşezare, în raport cu suprafața superioar pentru piesa din figura 4.53.

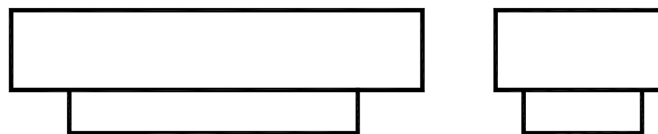


Figura 4.53

6. *Pentru canalul de pan din figura 4.54 s se prescrie o rugozitate de 3,2 μm, pentru diametrul de divizare al roții dințate o rugozitate de 1,6 μm, iar rugozitatea general a piesei s fie 6,3 μm.*

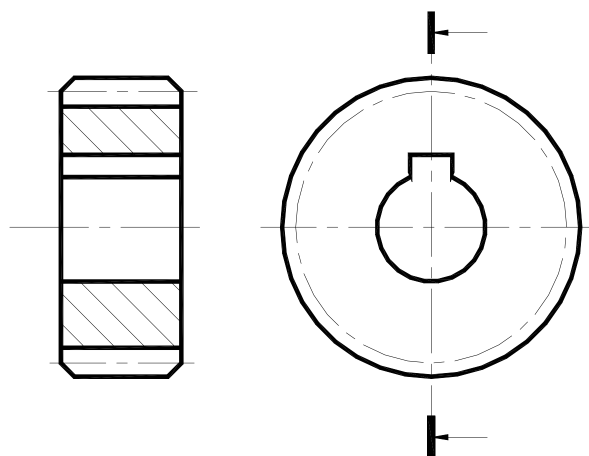


Figura 4.54

7. *S se înscrie o abatere limit de 0,03 mm de la planeitate pentru suprafața de aşezare a pl cii din figura 4.55.*

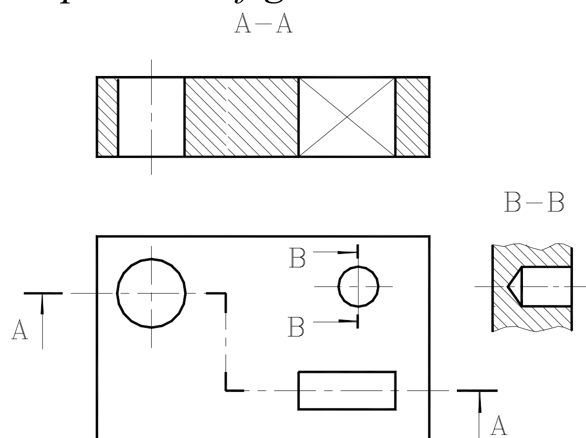


Figura 4.55

CAPITOLUL 4 87

PRECIZIA PRODUSULUI FINIT 87

4.1.Precizia dimensională 88

4.1.1.DIMENSIUNI, ABATERI, TOLERANțE 88

4.1.2.AJUSTAJE, JOCURI ŞI STRÂNGERI, SISTEME DE AJUSTAJE 94

4.2.Precizia calităţii suprafeţei.. 97

4.2.1.PARAMETRI DE RUGOZITATE 98

4.2.2.SIMBOLIZAREA şI NOTAREA PE DESEN A RUGOZITĂțII 99

4.3.Precizia formei geometrice şi precizia poziţiei relative 102

4.3.1.ÎNSCRIEREA PE DESEN A TOLERANțELOR DE FORMĂ GEOMETRICĂ şI A TOLERANțELOR DE POZIțIE RELATIVĂ...106

4.3.2.NOTAREA PE DESEN A TOLERANțELOR DE FORMĂ. EXEMPLE GRAFICE ..108

4.3.3.NOTAREA PE DESEN A TOLERANțELOR DE POZIțIE RELATIVĂ. EXEMPLE GRAFICE...110

4.4 Teme: 116